

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

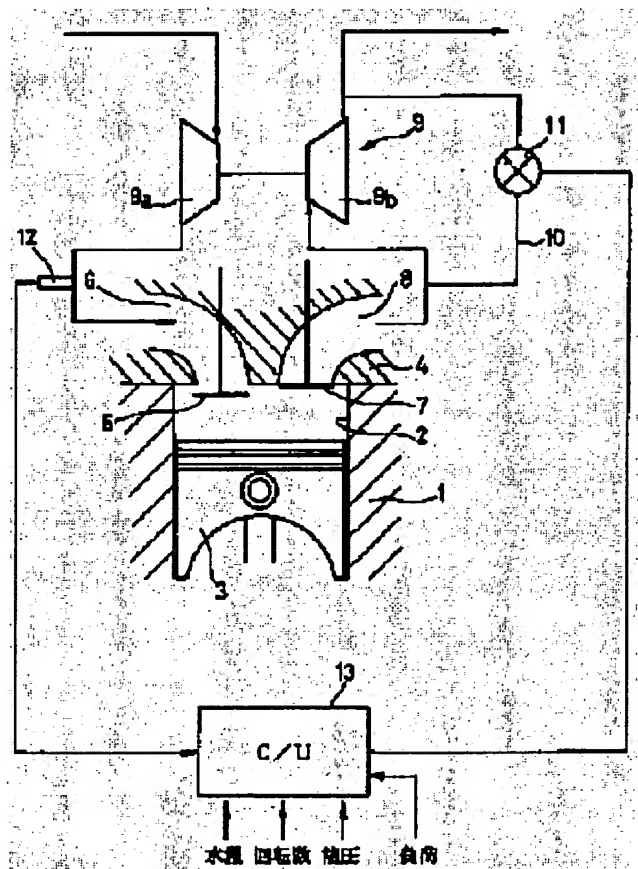
INTAKE VALVE CONTROLLER OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH TURBOSUPERCHARGER AND METHOD FOR CONTROLLING IT

Patent number: JP10220256
Publication date: 1998-08-18
Inventor: AOYAMA SHUNICHI; TAKEMURA SHINICHI
Applicant: NISSAN MOTOR CO LTD
Classification:
 - international: F02D13/02; F01L13/00; F02B37/00; F02B39/00; F02D23/00; F02D43/00
 - european:
Application number: JP19970026222 19970210
Priority number(s):

Abstract of JP10220256

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide compatibility to power performance and fuel consumption by increasing the compression ratio of an internal combustion engine provided with a turbosupercharger without deteriorating low-speed torque and responsiveness.

SOLUTION: A variable valve mechanism for changing the operating angle is used for an intake valve 5, and the closing timing is variably controlled with the closing timing is held constant. The relative large A/R (the ratio of the scroll narrowest sectional area A and the distance R from the shaft center) is provided to a turbosupercharger 9 so that exhaust pressure on a turbine inlet may be equal to or not more than supercharged pressure of a compressor outlet in all load ranges before a waste gate valve is opened. Since the intake valve closing timing is controlled according to the engine speed before a waste gate valve 11 is opened and since it is controlled in the low-speed range so as to approach the bottom dead center, the intake air back flow in the initial stage of the compression stroke is prevented, and low-speed torque and responsiveness are improved even in a supercharger having the large A/R.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-220256

(43) 公開日 平成10年(1998) 8月18日

(51) Int.Cl. ⁴	識別記号	F I	
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02	B
			G
F 0 1 L 13/00	3 0 1	F 0 1 L 13/00	3 0 1 Y
			3 0 1 A
F 0 2 B 37/00	3 0 2	F 0 2 B 37/00	3 0 2 A
審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 10 頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願平9-26222

(22) 出願日 平成9年(1997) 2月10日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 青山 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 竹村 信一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

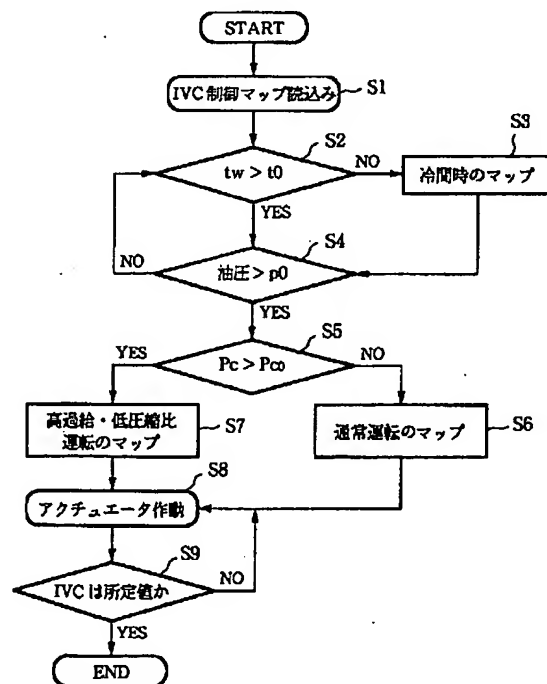
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54) 【発明の名称】 ターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置および制御方法

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 低速トルクや応答性を悪化させることなくターボ過給機付内燃機関の圧縮比を高くできるようにし、動力性能と燃費とを両立させる。

【解決手段】 吸気弁に作動角を変化させる形式の可変動弁機構が用いられており、開時期を一定に保持したまま閉時期 (IVC) を可変制御する。ターボ過給機としては、ウエストゲートバルブが開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排圧がコンプレッサ出口の過給圧と同レベルもしくはそれ以下となるように、比較的大きな A/R (スクロール最狭部断面積 A とシャフト中心からの距離 R との比) が与えられている。ウエストゲートバルブ11が開弁する以前は、主に機関回転数に応じて吸気弁閉時期が制御され、低速域では下死点に近づくように制御されるので、圧縮行程初期の吸気逆流が防止され、 A/R の大きな過給機でも、低速トルクおよび応答性が向上する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸気弁の作動角を可変制御することにより該吸気弁の開閉時期を制御可能な可変動弁機構を備えるとともに、ターボ過給機を備えてなるターボ過給機付内燃機関において、吸気弁閉時期を、機関低速時に下死点に近づくように制御するとともに、中速域および高速全開域では実圧縮比が下がるように下死点から遅らせる吸気弁閉時期制御手段を有し、かつ上記ターボ過給機は、ウエストゲートバルブが開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧と略同レベルもしくはそれ以下となるように、その過給圧特性が設定されていることを特徴とするターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項2】 上記ターボ過給機のタービンのA/Rを調整することにより上記のように過給圧特性が設定されていることを特徴とする請求項1記載のターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項3】 機関定常条件の全負荷領域において上記の過給圧特性が満たされるように設定したことを特徴とする請求項1または請求項2に記載のターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項4】 吸気弁閉時期は略一定に保たれ、作動角の可変制御に伴って吸気弁閉時期が相対的に大きく変化することを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項5】 上記吸気弁閉時期制御手段は、上記ターボ過給機のウエストゲートバルブ開弁条件よりも高速側の全負荷領域において、実圧縮比が実膨張比よりも小さくなるように吸気弁閉時期を制御することを特徴とする請求項1～4のいずれかに記載のターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項6】 吸気弁上流側における過給圧を検出する手段を有し、この過給圧を含む機関運転条件に対応して吸気弁閉時期を制御することを特徴とする請求項5に記載のターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項7】 上記可変動弁機構は、機関の回転に同期して回転する駆動軸と、この駆動軸と同軸上に配設され、かつ吸気弁を駆動するカムを外周に有するカムシャフトと、このカムシャフトの端部に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された一方のフランジ部と、この一方のフランジ部に対向するように上記駆動軸側に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された他方のフランジ部と、上記両フランジ部の間に揺動自在に配設された環状ディスクと、この環状ディスクの両側部に互いに反対方向に突設されて、上記両フランジ部の各係合溝内に夫々係合するピンと、上記環状ディスクを機関運転条件に応じて揺動させる駆動機構とを備え、上記環状ディスクの位置に応じて吸気弁の作動角が変化するものであることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載のターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置。

【請求項8】 吸気弁の作動角を可変制御することにより該吸気弁の開閉時期を制御可能な可変動弁機構を備えるとともに、ターボ過給機を備えてなるターボ過給機付内燃機関において、上記ターボ過給機の過給圧特性を、ウエストゲートバルブが開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧と略同レベルもしくはそれ以下となるように設定するとともに、吸気弁閉時期を、機関低速時に下死点に近づくように制御する一方、中速域および高速全開域では下死点から遅らせて実圧縮比を遅らせることを特徴とするターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、自動車用機関等として用いられるターボ過給機付内燃機関、特にガソリン機関に関し、さらに詳しくは、可変動弁機構を具備したターボ過給機付内燃機関の吸気弁制御装置および制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】排気タービンによって同軸上のコンプレッサを駆動するターボ過給機は、自動車用ガソリン機関等において従来から多用されているが、この過給機の特性は、そのタービンのA/R（図1に示すように、Aはスクロール最狭部断面積、Rはシャフト中心からの距離である）によって大きく異なるものとなる。図2は、このA/Rの設定によるトルク特性の差を示したものであり、図示するように、A/Rが大であると、排気流量の多い高速時にターボ過給機の効率が良くなるため、最大出力性能は良好になるが、その反面、排気流量の少ない低速時にターボ過給機の回転数がなかなか上昇しないため過給圧の立ち上がりが遅れ、定常条件での低速トルクが低くなるのは勿論のこと、発進時等の過渡時のターボ過給機の応答性が低く、運転性が悪化してしまう。そのため、一般的な自動車のターボ過給機付内燃機関においては、ターボ過給機のA/Rの設定を、応答性を重視した比較的小さめの設定としてある。

【0003】また、実用されているターボ過給機付内燃機関の多くは、固定的な特性の動弁機構と組合わされており、吸気弁の開閉時期は常に一定である。通常、吸気弁閉時期は、下死点後（ABDC）50°前後に設定されている。

【0004】一方、内燃機関の吸気弁の開閉時期を可変制御する可変動弁機構は従来から種々の形式のものが提案されており、一部で既に実用に供されている。例えば、カムシャフトと該カムシャフトを駆動するクランクシャフトとの間の位相関係を相対的にずらすことによって、吸気弁の開閉時期を同方向へ変化させるものや、異なるカムプロファイルを有する2つのカムに従動する2つのロッカアームを設け、吸気弁が実際に連動するロッカアームを選択的に切り換えることによって、バルブリ

フト特性を2種類に切り換えるようにした装置などが実用されている。また、特開平6-185321号公報には、不等速軸継手の原理を応用して、円筒状カムシャフトを不等速回転させることでバルブリフト特性を連続的に可変制御し得るようにした可変動弁機構が開示されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】上記のようにターボ過給機付内燃機関の多くは、そのタービンのA/Rが比較的小さく設定されているのであるが、このようにA/Rが小さいと、タービンの入口部が絞られるため、タービン上流の排気圧力は高いレベルとなる。図2において、過給圧が目標レベルに到達した後は、排気をバイパスさせるウエストゲートバルブが開き、排圧の上昇が抑制されるが、この時点での排圧レベルが既に相当に高いレベルとなる(図4参照)。このように排圧のレベルが高いと、(1)排気行程での排気仕事の増大による出力低下、(2)残留ガス量の増大による吸気量(充填率)の低下、(3)高温の残留ガスによる吸気温度上昇ひいては耐ノック性の悪化、といった問題が生じる。

【0006】上記(1)の出力低下や(2)の充填率の低下は、過給圧を高くすることで、ある程度は補うことができる。しかしながら、(3)の耐ノック性の悪化については、仮にインタークーラを装着したとしても、燃焼室内の残留ガス温度を下げることはできないので、効果がなく、圧縮比を低く設定してノッキングを防止せざるを得ない。この圧縮比の低下は、燃費の悪化を招く。

【0007】本発明の目的は、ターボ過給機付内燃機関において、吸気弁の閉時期を可変制御し得る可変動弁機構と、タービンのA/Rを大きく設定したターボ過給機とを組み合わせることにより、機関の圧縮比を高く設定することを可能にするとともに、A/Rを大きく設定したことに伴う低速時のトルク低下ならびに応答性の悪化を吸気弁閉時期の最適化により補い、動力性能の確保と燃費の向上との両立を図ることにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために、本発明の請求項1に係る吸気弁制御装置は、吸気弁の作動角を可変制御することにより該吸気弁の閉時期を制御可能な可変動弁機構を備えたとともに、ターボ過給機を備えてなるターボ過給機付内燃機関において、吸気弁閉時期を、機関低速時に下死点に近づくように制御するとともに、中速域および高速全開域では実圧縮比が下がるように下死点から遅らせる吸気弁閉時期制御手段を有し、かつ上記ターボ過給機は、ウエストゲートバルブが開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧と略同レベルもしくはそれ以下となるように、その過給圧特性が設定されていることを特徴としている。

【0009】また、請求項8に係る吸気弁制御方法は、

吸気弁の作動角を可変制御することにより該吸気弁の閉時期を制御可能な可変動弁機構を備えたとともに、ターボ過給機を備えてなるターボ過給機付内燃機関において、上記ターボ過給機の過給圧特性を、ウエストゲートバルブが開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧と略同レベルもしくはそれ以下となるように設定するとともに、吸気弁閉時期を、機関低速時に下死点に近づくように制御する一方、中速域および高速全開域では下死点から遅らせて実圧縮比を遅らせることを特徴としている。

【0010】上記のような過給圧特性は、例えば、請求項2のように、上記ターボ過給機のタービンのA/Rを調整することによって設定されている。

【0011】そして、請求項3では、機関定常条件の全負荷領域において上記の過給圧特性が満たされるように設定されている。

【0012】すなわち、吸気弁の閉時期を例えば下死点後50°前後に固定的に設定した場合、中速域ではよいが、低速域では、吸気の慣性効果が小さいため、圧縮行程の初期に筒内から吸気が逆流する。これに対し、本発明では、吸気弁閉時期を、機関低速域では、例えば下死点後20°に早め、中速域～高速域では、例えば下死点後40°～60°程度に遅らせる。このようにすることで、低速時には、圧縮行程初期の吸気逆流を防止することができるため、低速トルクを向上させることができる。しかも、吸気量ひいては排気量の増大によりターボ過給機の回転数の立ち上がり特性も改善されるので、タービンのA/Rの大きなターボ過給機であっても、運転性の悪化は生じない。

【0013】ところで、残留ガス量を減らすためには、排圧が低いほどよく、A/Rを大きくする必要があるが、その反面、過度にA/Rが大きいと、過給機として機能しないので、耐ノック性を悪化させない限界付近のA/Rを選定することが重要となる。本発明では、ターボ過給機の過給圧特性を、ウエストゲートバルブが開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧と略同レベルとなるように設定することで、結果的に最適なA/Rとなる。

【0014】図3は、吸気圧(過給圧)を一定としたときの排気圧力の上昇(A/Rを徐々に小にしていくことを想定している)による残留ガス量の変化(計算により求めたもの)を示している。この図には、バルブオーバーラップを、10°、20°、30°とした場合の特性をまとめてあるが、吸気圧(過給圧 P_c)を一定とした場合、排圧 P_e と吸気圧(過給圧 P_c)とが等しい条件では、バルブオーバーラップの大小による残留ガス量の差はなく、またその前後の領域では、残留ガス量の変化はバルブオーバーラップの影響を大きく受ける。その理由は、排圧 P_e と吸気圧との差圧による排気の逆流に起因する残留ガス量の変化が、バルブオーバーラップの影

響を受けるためであり、通常の20°程度のパルプオーバーラップでも、排圧 P_e が吸気圧より大きい領域($P_e = P_c$ の線よりも右側の領域)では、残留ガス量は急激に増加する特性となっている。これに対し、逆に排圧 P_e が吸気圧よりも低い条件($P_e = P_c$ の線よりも左側の領域)も考えられ、この場合は、吸気系から排気系へ新気が吹き抜ける特性となる。しかしながら、ターボ過給機を備えている場合には、吸気圧(過給圧 P_c)が排圧 P_e を大きく上回することは原理的に考えにくく、通常の場合、タービンの A/R を大きく設定したとしても、図5に示すように、過給圧 P_c が排圧 P_e を僅かに上回る程度に止まる。なお、 A/R が小さい場合には、図4に示すように、排圧 P_e が過給圧 P_c を大きく上回る。このため、 A/R を大きくして排圧 P_e を低下させた場合に、図3の排圧 $P_e < 吸気圧(過給圧P_c)$ の領域では、排圧 P_e の影響は密度変化のみに止まり、残留ガス量の変化は、パルプオーバーラップの大小に拘わらず、実線aのような特性となる。

【0015】従って、ウエストゲートバルブが開作動する以前つまり排気の全量がタービンを通過する条件において、排圧のレベルが過給圧を越えないように設定すれば、残留ガス量のレベルを低く抑制することが可能であり、耐ノック性が向上するため、ターボ過給機付内燃機関であっても、その圧縮比を高く設定することができるのである。

【0016】なお、ウエストゲートバルブが開弁した後の高速側の領域においては、過給圧が所定値に制限されるため、排圧の方が必然的に高くなるが、 A/R を大きく設定するほどウエストゲートバルブの開作動が高速側で行われるようになり、なおかつ高速時にはノッキングが発生しにくくなるため、ウエストゲートバルブが開弁するまでの領域における特性が非常に重要なものとなる。

【0017】また本発明において重要な点は、可変動弁機構として、作動角を可変制御することにより吸気弁閉時期が変化するものが用いられていることである。特に、請求項4のように、吸気弁閉時期は略一定に保たれ、作動角の可変制御に伴って吸気弁閉時期が相対的に大きく変化することが望ましい。これにより、パルプオーバーラップを大きく変化させずに、最適な吸気弁閉時期に制御できる。

【0018】ところで、上記の図5等の関係は、機関の負荷、回転数あるいは温度等が略一定の定常条件の全負荷領域におけるものであり、過渡時、例えば発進加速時などは、ターボ過給機の回転上昇遅れがあるため、排圧レベルが定常時よりも上昇し、 A/R を上述したような特性に設定したとしても、ウエストゲートバルブが開弁しない段階で排圧が過給圧を大幅に上回る現象が発生する。そして、実際の使用態様においても、ターボ過給機付内燃機関の特徴として、この発進加速のような状況の

頻度は高い。しかしながら、ノッキングに関して圧縮比の影響が最も厳しく現れるのは、定常の全負荷条件である。その理由は、全負荷運転をある程度の期間継続することにより各部の温度が最大限に上昇しきっており、熱的に最も厳しい条件となるからである。そして、耐ノック性は、この熱的条件に最も大きく影響される。従って、機関の負荷、回転数あるいは温度等が略一定の定常条件の全負荷領域において最適に圧縮比を与えておけば、短時間の発進加速等の過渡時においては、何ら問題はない。

【0019】さらに請求項5に係る発明においては、上記吸気弁閉時期制御手段が、上記ターボ過給機のウエストゲートバルブ開弁条件よりも高速側の全負荷領域において、実圧縮比が実膨張比よりも小さくなるように吸気弁閉時期を制御する。すなわち、過給圧が所定値に達した高速側の領域で、吸気弁の閉時期を通常よりも遅らせることにより実圧縮比を低下させる。これにより、いわゆるミラーサイクルとなり、耐ノック性が向上する。

【0020】また請求項6のように、吸気弁上流側における過給圧を検出する手段を有し、この過給圧を含む機関運転条件に対応して吸気弁閉時期を制御するようにしてもよい。

【0021】また上記のような吸気弁閉時期の可変制御を実現するために、請求項7に係る吸気弁制御装置は、上記可変動弁機構として、機関の回転に同期して回転する駆動軸と、この駆動軸と同軸上に配設され、かつ吸気弁を駆動するカムを外周に有するカムシャフトと、このカムシャフトの端部に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された一方のフランジ部と、この一方のフランジ部に対向するように上記駆動軸側に設けられ、かつ半径方向に沿って係合溝が形成された他方のフランジ部と、上記両フランジ部の間に揺動自在に配設された環状ディスクと、この環状ディスクの両側部に互いに反対方向に突設されて、上記両フランジ部の各係合溝内に夫々係合するピンと、上記環状ディスクを機関運転状態に応じて揺動させる駆動機構とを備えている。

【0022】この構成においては、環状ディスクの回転中心が駆動軸およびカムシャフトの中心と同心状態にある場合には、駆動軸とカムシャフトとが等速回転し、また環状ディスクが偏心位置にある場合には、両者が不等速回転する。従って、上記環状ディスクの位置に応じて、吸気弁のパルプリフト特性が連続的に変化し、吸気弁の開閉時期と作動角とが変化する。なお、駆動軸とカムシャフトとの位相が常に一致する同位相点をパルプリフト開始時期と一致させておけば、請求項4のように、吸気弁閉時期が常に一定となる。

【0023】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、ターボ過給機付内燃機関において、タービンの A/R を大きく設定したターボ過給機を用いることが可能となり、耐ノ

ック性の向上により機関の圧縮比を高く設定することが可能となる。そして、タービンのA/Rを大きく設定したことに伴う低速時のトルク低下ならびに応答性の悪化を吸気弁閉時期の最適化により補うことができ、全体として、動力性能の確保と燃費の向上とを両立させることができる。

【0024】また、請求項5によれば、いわゆるミラーサイクルとして耐ノック性をさらに高めることができる。

【0025】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0026】図6は、この発明に係るターボ過給機付内燃機関の一実施例を示すもので、シリンダブロック1に複数のシリンダ2が直列に配置されているとともに、各シリンダ2内にピストン3が摺動可能に嵌合している。シリンダ2頂部を覆うシリンダヘッド4には、吸気弁5によって開閉される吸気ポート6と、排気弁7によって開閉される排気ポート8とが形成されている。上記吸気ポート6に接続される吸気通路の上流側には、ターボ過給機9。具体的にはそのコンプレッサ9aが介装されている。このコンプレッサ9aを駆動する排気タービン9bは、排気ポート8下流の排気通路に介装されている。また、上記排気タービン9bの出口側と入口側との間には排気バイパス通路10が設けられており、ここに電子制御型のウエストゲートバルブ11が介装されている。さらに、コンプレッサ9aの出口側つまり吸気ポート6上流側に、過給圧を検出する過給圧センサ12が配設されている。

【0027】上記ウエストゲートバルブ11は、過給圧を所定の特性に保つように機関高速側で開かれるものであり、詳しくは、コントロールユニット13によって制御されている。このコントロールユニット13には、機関の回転数、負荷、冷却水温、潤滑油温および上記過給圧センサ12による過給圧等の検出信号が入力され、過給圧を機関運転条件に応じた特性に制御している。

【0028】上記ターボ過給機9は、そのタービン9bのA/Rが、比較的大きな値に設定されている。これにより、機関の圧縮比を高く設定することが可能となる。具体的には、上記ウエストゲートバルブ11が開弁する以前の全負荷領域でタービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧と略同レベルとなるように、その過給圧特性、詳しくはA/Rが設定されている。なお、タービン入口の排気圧力がコンプレッサ出口の過給圧よりも僅かに下回る程度に設定しても良い。

【0029】排気弁7は、図示せぬ排気側カムシャフトによって固定的なバルブタイミングでもって開閉されるようになっている。これに対し、吸気弁5は、後述する可変動弁機構によって、その閉時期を作動角とともに可変制御できる構成となっている。

【0030】上記可変動弁機構は、特開平6-185321号公報や米国特許第5,365,896号明細書等において開示されているように、不等速軸継手の原理を応用して各気筒の円筒状カムシャフト22を不等速回転させることでバルブリフト特性を連続的に可変制御し得るようにしたものである。

【0031】この機構自体は公知であるので、図7および図8を参照して簡単に説明すると、図において、21は図外の機関クランク軸からタイミングチェーン14を介して回転力が伝達される駆動軸、22は該駆動軸21の外周に回転自在に嵌合した中空円筒状のカムシャフトである。このカムシャフト22は、各気筒毎に分割して構成されている。

【0032】上記カムシャフト22は、シリンダヘッド4上端部のカム軸受に回転自在に支持されていると共に、外周に、各気筒一対の吸気弁5を開作動させる一対のカム26が形成されている。また、カムシャフト22は、上述したように複数個に分割形成されているが、その一方の分割端部に、第1フランジ部27が設けられている。また、この複数に分割されたカムシャフト22の端部間に、それぞれスリーブ28と環状ディスク29が配置されている。上記第1フランジ部27には、半径方向に沿った細長い係合溝が形成されている。

【0033】上記スリーブ28は、駆動軸21に固定されているものであって、該スリーブ28に、上記第1フランジ部27に対向する第2フランジ部32が形成されている。この第2フランジ部32には、やはり半径方向に沿った細長い係合溝が形成されている。

【0034】両フランジ部27、32の間に位置する上記環状ディスク29は、略ドーナツ板状を呈し、駆動軸21の外周面との間に環状の間隙を有するとともに、ディスクハウジング34の内周面に回転自在に保持されている。また、互いに180°異なる直径線上の対向位置にそれぞれ反対側へ突出する一対のピン36、37を有し、各ピン36、37が各係合溝に係合している。

【0035】ディスクハウジング34は、略三角形をなし、その円形の開口部内に環状ディスク29が保持されているとともに、三角形の頂部となる2カ所に、それぞれ第1カム嵌合孔38および第2カム嵌合孔39が貫通形成されている。

【0036】そして、上記第1カム嵌合孔38および第2カム嵌合孔39内には、それぞれ第1偏心カム41および第2偏心カム43の円形カム部41a、43aが回転自在に嵌合している。

【0037】上記第2偏心カム43は、図5に示すように、互いに所定量偏心している円柱状の軸部43bと円形カム部43aとからなり、両者が回転可能に嵌合されて一体化されている。なお、円形カム部43aは、スナップリング30により抜け止めされている。上記軸部43bは、図7に示すように、フレーム33の隔壁部に圧

入固定されている。

【0038】また上記第1偏心カム41は、機関前後方向に沿って複数気筒に互って連続した制御カム軸42と、該カム軸42に各気筒に対応して固設された複数個の円形カム部41aとからなり、両者が所定量偏心している。なお、各気筒の円形カム部41aは、それぞれカム軸42の所定の角度位置において偏心している。上記制御カム軸42は、上記フレーム33にカムブラケット35を介して回転自在に保持されている。機関の一端部に位置する上記制御カム軸42の一端には、駆動機構として回転型の油圧アクチュエータ46が取り付けられている。また、内燃機関の前端部に位置する制御カム軸42の他端には、該制御カム軸42の回転位置つまり円形カム部41aの位相を検出する回転型のポテンシオメータ47が取り付けられている。

【0039】上記の可変動弁機構においては、第1偏心カム41を介して環状ディスク29の偏心位置を可変制御することにより、カムシャフト22が不等速回転し、駆動軸21との間で、その偏心量に応じた位相差が生じる。例えば、図8の(A)に示すように、環状ディスク29の中心Yと駆動軸21の中心Xとが一致している状態では、カムシャフト22が駆動軸21と等速で同期回転するため、図9の実線(I)に示すようなカムプロフィールに沿ったバルブリフト特性が得られる。これに対し、図9の(B)に示すように、環状ディスク29の中心Yが一方へ偏心した状態では、偏心量に応じた位相差が生じ、これに伴って図9に一点鎖線(ロ)で示すようなバルブリフト特性が得られる。

【0040】なお、駆動軸21が1回転する間に、正方向の位相差と負方向の位相差とが生じ、その途中に、同位相点が存在する。そして、この実施例では、カムリフトの開始点が上記同位相点にほぼ一致している。従って、環状ディスク29の中心が偏心してバルブ作動角が増減変化しても、図9に示すように、開時期は殆ど変化せずに、閉時期のみが変化するようになる。

【0041】上記油圧アクチュエータ46に供給される油圧は、上述したコントロールユニット13からの制御信号に基づき図示せぬ油圧制御弁を介して制御される。コントロールユニット13には、上述したように機関運転条件を示す種々の信号が入力され、これらに基づいて吸気弁5の開閉時期を可変制御している。

【0042】図10は、コントロールユニット13により実行される吸気弁5の開閉時期の制御の流れを示すフローチャートであって、まずステップ1において、吸気弁閉時期(IVC)の制御マップを読み込む。この制御マップとしては、図11に特性の一例を示す通常運転用のマップと、図12に特性の一例を示す高過給・低圧縮比用のマップと、図示せぬ冷間時用のマップとが、予め設定されている。次にステップ2において、冷却水温 t_w を所定の基準温度(暖機が完了したとみなせる温度) t_0

と比較し、この t_0 以下である場合には、ステップ3へ進む。ステップ3では、図示せぬ冷間時用の制御マップを用いて、そのときの負荷と機関回転数等に対応する吸気弁閉時期の目標値を決定する。また、暖機が完了して冷却水温 t_w が基準温度 t_0 より高い場合には、ステップ4へ進む。ステップ4では、機関の潤滑系統における油圧が基準油圧 p_0 以上であるか否かを、図示せぬ油圧センサの信号に基づいて判定する。この基準油圧 p_0 は、上述した可変動弁機構を正常に制御し得るレベルに設定されており、始動直後のように、油圧がこの基準油圧 p_0 以下である場合には、油圧が十分に上昇するまで待機する。そして、油圧が基準油圧 p_0 より大きければ、ステップ5へ進み、過給圧 P_c が所定の基準レベル P_{c0} よりも大きいのか否かを判定する。この基準レベル P_{c0} は、上記ターボ過給機9におけるウエストゲートバルブ11が開き始めるときの過給圧にほぼ相当している。つまり、排気の全量がタービン9bに導入される状態であるか否かを判定している。なお、この過給圧の判定に代えて、ウエストゲートバルブ11の開閉状態を判定するようにしても良い。

【0043】ステップ5で過給圧 P_c が基準レベル P_{c0} より低い場合には、ステップ6へ進み、図11に示す通常運転用の制御マップを用いて、そのときの機関運転条件、主に機関回転数に応じて吸気弁閉時期の目標値を決定する。同様に、ステップ5で過給圧 P_c が基準レベル P_{c0} より高い場合には、ステップ7へ進み、図12に示す高過給・低圧縮比用の制御マップを用いて、そのときの機関運転条件、特に過給圧に対応する吸気弁閉時期の目標値を決定する。

【0044】そして、ステップ8へ進み、油圧アクチュエータ46を閉時期目標値に沿って駆動するとともに、ステップ9で、ポテンシオメータ47によって実際の制御カム軸42の回転位置を検出し、油圧アクチュエータ46を閉ループ制御する。

【0045】この実施例では、図11に示すように、吸気弁閉時期を、機関低速域では、下死点後 20° 程度に早めるので、圧縮行程初期の吸気逆流を防止することができ、低速トルクが向上する。しかも、吸気量ひいては排気量の増大によりターボ過給機9の回転数の立ち上がり特性も改善されるので、応答性が向上する。つまり、タービン9aのA/Rの大きなターボ過給機9であっても、運転性の悪化は生じない。

【0046】そして、ウエストゲートバルブ11が開弁している高過給時には、図12に示すように、実圧縮比が実膨張比よりも小さくなるように吸気弁閉時期が下死点から大きく遅れる。これによりいわゆるミラーサイクルが実現される。

【図面の簡単な説明】

【図1】ターボ過給機のA/Rの説明図。

【図2】A/Rの設定によるトルク特性の差を示す機関

の全開トルク特性図。

【図3】排圧による残留ガスの変化を示す特性図。

【図4】 A/R が小さい場合の過給圧 P_c と排圧 P_e との関係を示す特性図。

【図5】 A/R が大きい場合の過給圧 P_c と排圧 P_e との関係を示す特性図。

【図6】この発明に係るターボ過給機付内燃機関の一実施例を示す構成説明図。

【図7】その可変動弁機構の構成を示す要部の斜視図。

【図8】この可変動弁機構の作動を示す説明図であって、(A)は同心状態、(B)は偏心状態の様子を示す説明図。

【図9】この可変動弁機構により得られるバルブリフト

特性を示す特性図。

【図10】吸気弁閉時期の制御の流れを示すフローチャート。

【図11】通常運転用の吸気弁閉時期制御マップの特性を示す特性図。

【図12】高過給・低圧縮比用の吸気弁閉時期制御マップの特性を示す特性図。

【符号の説明】

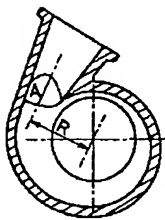
5…吸気弁

9…ターボ過給機

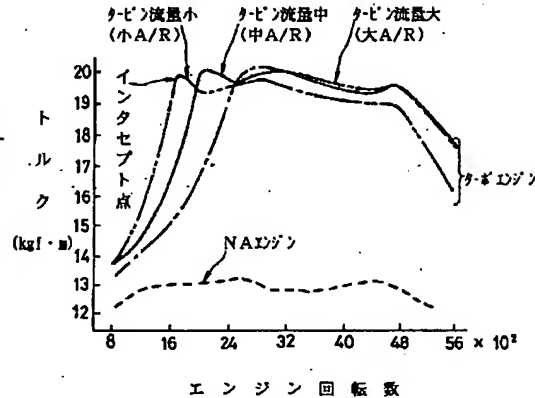
11…ウエストゲートバルブ

12…過給圧センサ

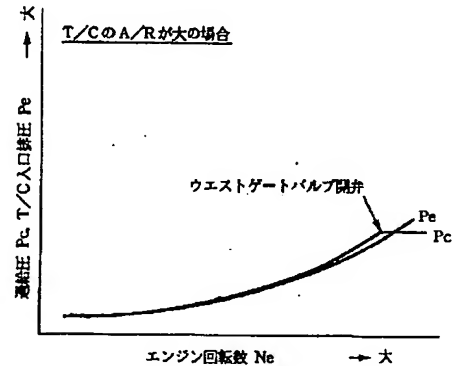
【図1】



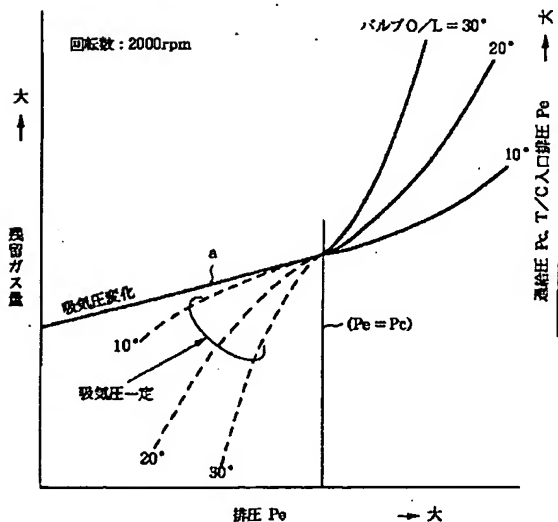
【図2】



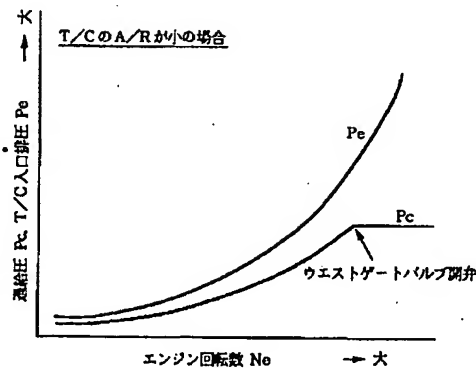
【図5】



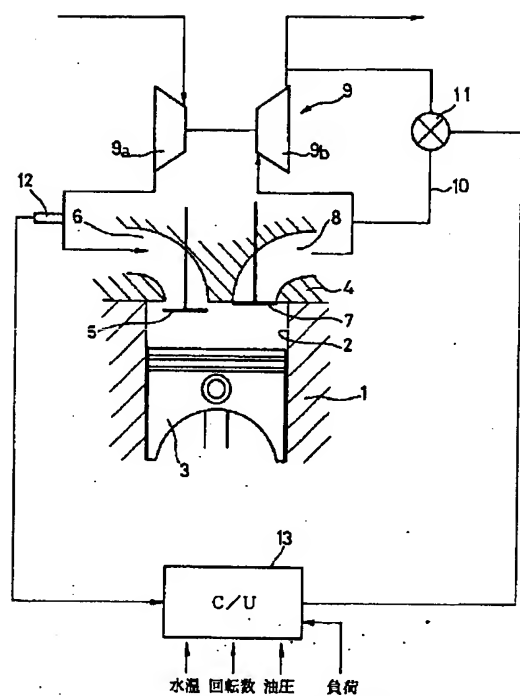
【図3】



【図4】

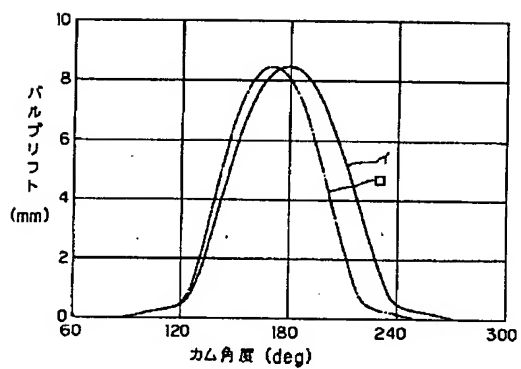


【図6】

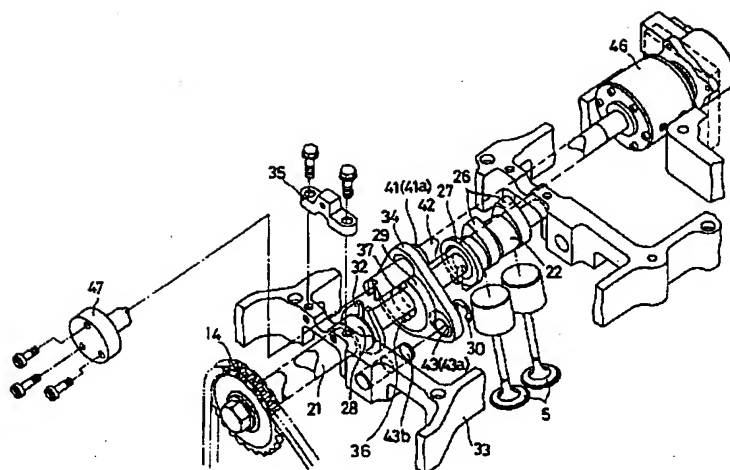


- 5…吸気弁
9…ターボ過給機
11…ウエストゲートバルブ
12…過給圧センサ

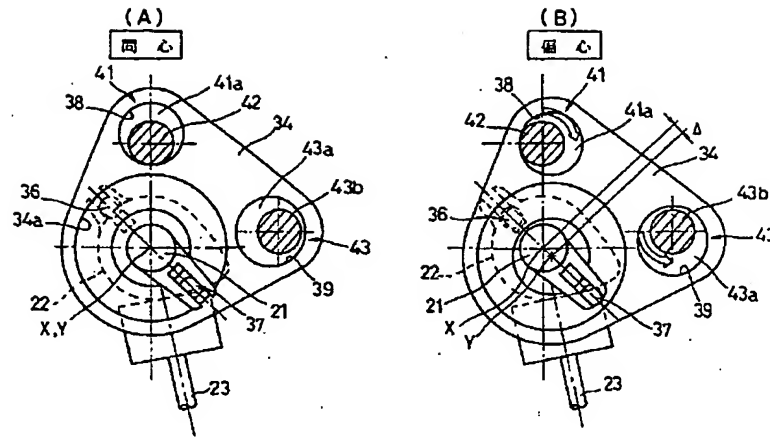
【図9】



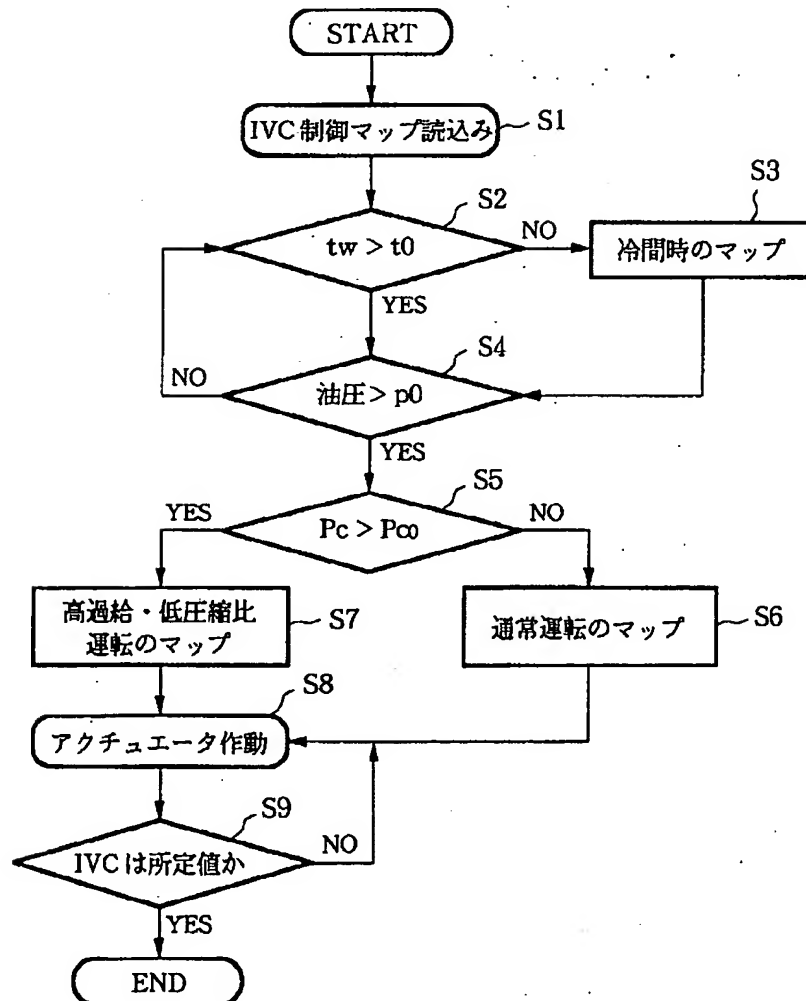
【図7】



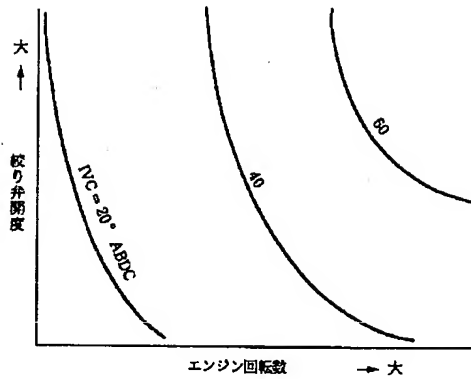
【図8】



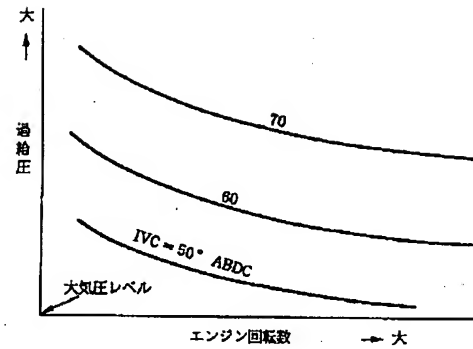
【図10】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(51)Int. Cl.⁶

F02B 39/00

F02D 23/00

43/00

識別記号

301

FI

F02B 39/00

F02D 23/00

43/00

D

K

301R

301Z